

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ  
ГОУ ВПО «УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»  
Кафедра станков и инструментов

И.Т. Глебов

# **Подъемно-транспортные машины отрасли**

## **Методы расчета транспортеров деревообрабатывающих предприятий**

Методические указания  
для проведения практических занятий со студентами  
очной и заочной форм обучения  
направления 656300 «Технология лесозаготовительных и  
деревообрабатывающих производств»  
специальности 250403 «Технология деревообработки»  
по учебной дисциплине «Подъемно-транспортные машины  
отрасли»

Екатеринбург  
2009

Рассмотрены и рекомендованы к изданию методической комиссией факультета МТД. Протокол №1 от 20. 09. 2008 г.

Рецензент – канд. техн. наук, доц. В.И. Сулинов

Редактор Л.Д. Черных  
Оператор Г.И. Романова

---

Подписано в печать 12.10.09		Поз. 12
Плоская печать	Формат 60×84 1/16	Тираж 80 экз.
Заказ №	Печ. л. 1,86	Цена 6 руб. 00 коп.

---

Редакционно-издательский отдел УГЛТУ  
Отдел оперативной полиграфии УГЛТУ

## ВВЕДЕНИЕ

Транспортирующими машинами непрерывного действия называют машины, которые перемещают насыпные или штучные грузы непрерывным потоком. От других видов транспорта они отличаются фиксированной в пространстве траекторией перемещения груза. Такие машины используют для транспортирования грузов на небольшие расстояния в пределах цеха, завода и называют их **транспортёрами**.

Рабочими органами транспортеров могут быть прорезиненные ленты, цепи, винты, ролики или трубы. В связи с этим транспортеры называют соответственно ленточными, цепными, шнековыми, роликовыми (рольгангами), вибрационными или вращающимися трубами и др. [1, 2, 3]. Конструкций транспортеров очень много. Транспортеры могут быть тележечными (груз перемещается по замкнутой траектории на тележках), напольными или подвесными и т.д. Транспортер, перемещающий груз в вертикальной плоскости, называют **элеватором**.

Если на транспортере помимо перемещения объекта над ним выполняются дополнительно какие-либо технологические операции, то такой транспортер называют **конвейером**, например, сборочным конвейером, конвейером для отделки оконных блоков (выполняются операции облива эмалью, удаления излишков краски, сушки и др.), конвейером для производства древесностружечных плит, на котором выполняются операции формирования ковра, удаления металлических включений, подпрессовки, отрезание стружечного брикета.

## 1. ХАРАКТЕРИСТИКА ТРАНСПОРТИРУЕМОГО МАТЕРИАЛА

На деревообрабатывающих предприятиях с помощью механических транспортеров перемещают мягкие отходы от деревообрабатывающих станков (опилки, стружку, кору), технологическую стружку и щепу, а также пиломатериалы и кусковые отходы. Мягкие древесные отходы отличаются неоднородностью размеров и плохой сыпучестью. В разрыхленном состоянии они занимают объем больший, чем объем плотной древесины. Плотность разрыхленных мягких отходов определяют так:

$$\gamma = K_v \gamma_d, \quad (1)$$

где  $\gamma$  – масса одного м<sup>3</sup> древесных частиц (плотность), кг/м<sup>3</sup>;

$K_v$  – коэффициент полнодревесности (заполнения);

$\gamma_d$  – плотность массивной древесины, кг/м<sup>3</sup>.

Коэффициенты полнодревесности  $K_v$  для некоторых типов частиц имеют следующие значения:

щепа всех классов.....	0,338
щепа-дробленка.....	0,375
стружка лиственная.....	0,110
стружка хвойная.....	0,130
опилки неслежавшиеся.....	0,250

Плотность массивной древесины сухой  $\rho_v$ , кг/м<sup>3</sup>, и влажности для некоторых пород приведена ниже:

– при влажности 15 %

береза.....	640
бук.....	690
дуб.....	740
ель.....	450
лиственница.....	670
липа.....	490
ольха.....	530
осина.....	490
пихта.....	380
сосна.....	510

– при влажности 60...80 %

береза.....	870
бук.....	930
дуб.....	1010
ель.....	710
лиственница.....	1040
липа.....	740
ольха.....	800
осина.....	730
пихта.....	600
сосна.....	800

**Пример.** Определить плотность опилок, получаемых при пилении древесины ели при влажности 80 %.

**Решение.** По приведенным данным находим коэффициент полнодревесности опилок  $K_v = 0,25$  и плотность массивной древесины ели  $\gamma_\partial = 710$  кг/м<sup>3</sup>. Плотность еловых опилок

$$\gamma = K_v \gamma_\partial = 0,25 \cdot 710 = 177,5 \text{ кг/м}^3.$$

## 2. РАСЧЕТ СИЛ ТРЕНИЯ

Пусть ролик катится по поверхности деревянной заготовки и под действием силы нормального давления  $N$  деформирует ее (рис. 1). Силу реакции в точке  $A$  заготовки раскладывают на силу трения  $F_T$  и силу нормальную. Естественно допустить, что нормальная составляющая реакции равна  $N$ .

Найдем сумму моментов сил относительно оси вращения  $O$ :

$$\sum M_o = 0; \quad F_T R - NK - F_{TC} r = 0, \quad F_T R - NK - Nfr = 0,$$

откуда приведенная сила трения

$$F_T = N \frac{2K + fd}{D}, \quad (2)$$

а приведенный коэффициент трения

$$f_{np} = \frac{2K + fd}{D}, \quad (3)$$

где  $K$  – коэффициент трения качения, имеющий размерность длины, мм (табл. 1);

$f$  – коэффициент трения скольжения цапфы в подшипнике;  $f = 0,15 \dots 0,20$  в подшипниках скольжения; для подшипников качения принимается  $f = 0,05$ ;

$d$  – диаметр цапфы, мм;

$D$  – диаметр ролика, мм.

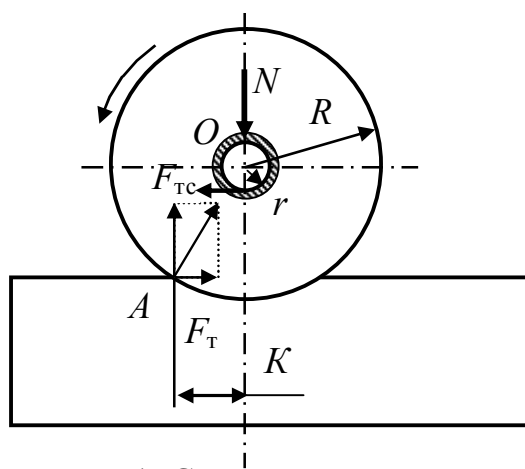


Рис. 1. Схема к расчету сил трения

Таблица 1

Значения коэффициентов трения качения гладких роликов по древесине  $K$ , мм

Порода древесины	Влажность, %	
	12	65
Сосна	$K = 0,36 + 0,00165D$	$K = 0,45 + 0,0022D$
Береза	$K = 0,5 + 0,00135D$	$K = 0,54 + 0,0018D$
Дуб	$K = 0,168 + 0,00096D$	$K = 0,25 + 0,0014D$
Примечание: Для рифленых вальцов $K_{риф} = 1,15K$ ; для обрезиненных – $K_p = 1,3K$ .		

## 3. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ТРАНСПОРТЕРА

### 3.1. Сопротивления движению тягового элемента

В общем случае мощность привода транспортера с гибким тяговым элементом определяется по формуле [1, 2, 3, 4], кВт,

$$P = \frac{V}{1000 \eta_{np}} (S_{\max} - S_o + W_{\text{вз}}), \quad (4)$$

где  $V$  – скорость транспортирования груза, м/с;

$\eta_{np}$  – коэффициент полезного действия привода транспортера ( в среднем  $\eta_{np} = 0,92 - 0,95$ );

$S_{\max}$  – натяжение гибкого тягового элемента в точке набегания его на ведущее звено (барабан, звездочку), Н;

$S_o$  – натяжение гибкого тягового элемента в точке сбегаания его с ведущего звена, Н;

$W_{\text{вз}}$  – сопротивление на ведущем звене (барабане, звездочке и др.), Н.

Для определения указанных сопротивлений обратимся к общей схеме транспортера (рис. 2).

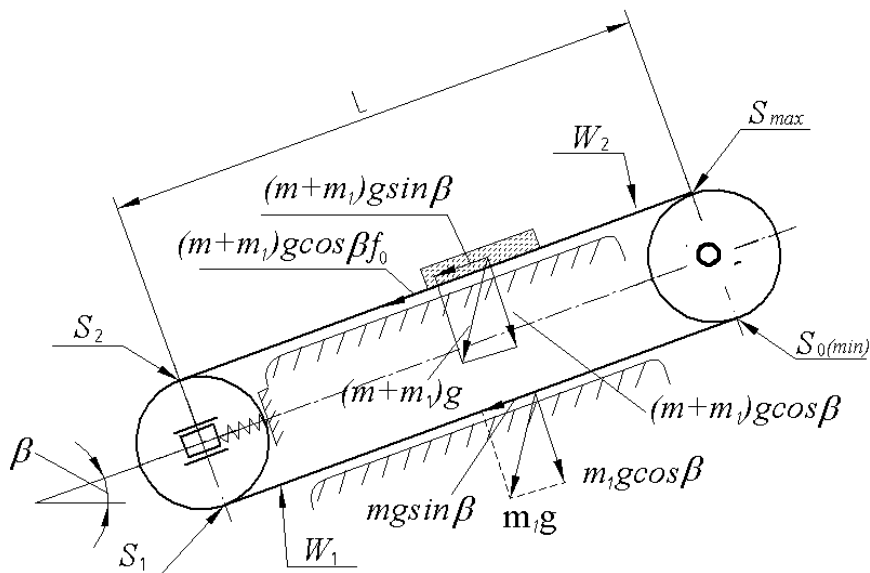


Рис. 2. Схема сопротивлений при движении тягового элемента на опорах скольжения

На схеме показаны математические выражения действующих сил, в которых приняты следующие обозначения символов:

$m$  – масса перемещаемого груза, приходящаяся на 1 м длины транспортера, кг/м;

$m_1$  – масса 1 м тягового элемента транспортера с учетом массы рабочего органа, кг/м;

$t_o$  – коэффициент трения скольжения элемента по направляющим, при контакте резины с деревом  $t_o = 0,6$ ; резины с металлом –  $t_o = 0,3$ ;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

Сопротивление при прохождении гибкого тягового элемента по опорам скольжения согласно рис. 1 определяется так:

– для грузовой ветви

$$W_2 = (m + m_1)gL \cos \beta f_0 + (m + m_1) gL \sin \beta ; \quad (5)$$

– для порожней ветви

$$W_1 = m_1 gL \cos \beta f_0 - m_1 gL \sin \beta . \quad (6)$$

В случае прохождения гибкого тягового элемента по опорам качения (рис. 3) сопротивления определяются так:

– для грузовой ветви

$$W_2 = (m + m_1)gL \cos \beta \left( \frac{2K + fd}{D_n} \right) + m_2 gL \frac{fd}{D_n} + (m + m_1)gL \sin \beta \quad (7)$$

– для порожней ветви

$$W_1 = m_1 g \cos \beta L \left( \frac{2K + fd}{D_n} \right) + m_3 gL \frac{fd}{D_n} - m_1 gL \sin \beta , \quad (8)$$

где  $m_2$  – масса вращающихся частей роликовых опор, приходящихся на 1 м длины рабочей ветви транспортера, кг/м;

$m_3$  – масса вращающихся частей роликовых опор приходящаяся на 1 м длины холостой ветви, кг/м;

$K$  – коэффициент трения качения ленты в местах контакта ее с роликовой опорой,  $K = 1,5 \dots 2,0$  мм;

$t$  – коэффициент трения в опорах роликов;

$D_n$  – наружный диаметр поддерживающих роликов, м;

$d$  – диаметр осей роликов, м.

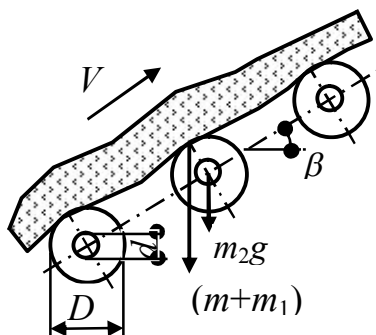


Рис. 3. Схема к определению сопротивлений при движении по опорам качения

Результат расчета по формулам (5) и (7) может быть получен с отрицательным знаком. Это говорит о том, что гравитационная составляющая от силы веса порожней ветви при определенном угле наклона транспортера оказывается больше сил трения ленты по ее опорам.

### 3.2. Натяжения гибкого тягового элемента в характерных точках

Первоначальное натяжение ветви  $S_0$  зависит от условий работы тягового органа и назначается по требованию сдвига, допускаемой стреле провеса холостой ветви, по необходимому натяжению при сбегании ветви с ведущего колеса. Первоначальное натяжение находят так:

– по требованию сдвига с места холостой ветви при выборке ее слабины

$$S_0 = (1,2...1,5)(m_1 g L \cos \beta f_0 - m_1 g L \sin \beta);$$

– по необходимому натяжению при сбегании ветви с ведущего колеса

$$S_0 = \frac{S_{\max}}{e^{f\alpha}},$$

где  $e$  – основание натуральных логарифмов;  $e = 2,72$ ;

$f$  – коэффициент трения ленты, каната по ободу барабана;  $f=0,3$ ;

$\alpha$  – угол обхвата обода барабана.

*Натяжение в точке набегания* на направляющую звездочку или барабан будет

$$S_1 = S_0 + W_1,$$

где  $W_1$  – сопротивление движению на холостой ветви транспортера.

*Натяжение в точке сбегания* с направляющей звездочки или барабана принимают

$$S_2 = S_1(1,03 - 1,05) \approx 1,04 (S_0 + W_1).$$

*Натяжение в точке набегания* на ведущую звездочку или барабан

$$S_{\max} = S_2 + W_2 \approx 1,04 (S_0 + W_1) + W_2.$$

### 3.3. Сопротивление на выпуклых направляющих

В транспортерах для изменения направления движения тягового элемента используют направляющие **колеса или шины**.

Сопротивление на направляющем промежуточном или концевом колесе

$$S_k = C_k S_n,$$

где  $C_k$  – коэффициент сопротивления направляющего колеса; для ленточных и цепных транспортеров принимают  $C_k = 0,04$ .

$S_n$  – натяжение набегающей ветви тягового элемента, Н.

***Сопротивление на шине***

$$S_{ш} = C_{ш} S_n.$$

Коэффициент сопротивления на направляющей выпуклой шине, по которой тяговый элемент скользит

$$C_{ш} = e^{f\varphi} - 1, \quad (9)$$



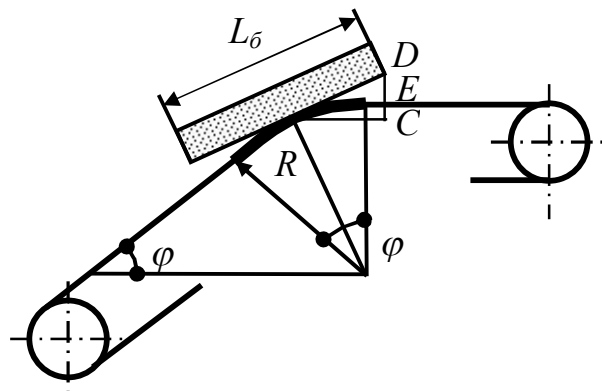


Рис. 4. Схема к расчету параметров шины

где  $e$  — основание натуральных логарифмов;  $e = 2,72$ ;

$f$  — коэффициент трения скольжения тягового элемента по шине;

$\varphi$  — угол охвата шины, рад.

**Параметры шины.** На рис. 4 показана часть эстакады с наклонным и горизонтальным участками и шиной между ними.

Самое неустойчивое положение бревна должно быть в момент, когда центр тяжести бревна окажется на середине длины шины.

В этот момент концы бревна поднимаются над тяговым органом на максимальную величину  $\Delta = DE$ .

$$\Delta = DC - EC = \frac{l_{\delta}}{2} \sin \frac{\varphi}{2} - R(1 - \cos \frac{\varphi}{2}).$$

Отсюда радиус шины, м

$$R = \frac{\frac{l_{\delta}}{2} \sin \frac{\varphi}{2} - \Delta}{(1 - \cos \frac{\varphi}{2})}. \quad (10)$$

Длина шины

$$L_{ш} = R\varphi,$$

где  $\varphi$  — угол охвата шины, рад.

**Пример.** При  $L_{\delta} = 6,5$  м;  $\varphi = 20^{\circ}$  в зависимости от величины  $\Delta$  получим

$\Delta$ , м,.....	0,1;	0,2;	0,3;	0,4;	0,5;	0,6
$R$ , м,.....	30,6;	24,0;	17,4;	10,8;	4,2;	-2,3
$L_{ш}$ , м,.....	10,7;	8,4;	6,1;	3,8;	1,5;	-0,8

## 4. ЛЕНТОЧНЫЕ ТРАНСПОРТЕРЫ

### 4.1. Общие сведения

Ленточные транспортеры предназначены для перемещения штучных грузов (пиломатериалов, кусковых отходов) и сыпучих материалов (щепы, опилок и др.). Транспортеры могут быть стационарными и передвижными, горизонтальными или наклонными к горизонту, с прорезиненной или стальной лентой, со скользящими или роликовыми опорами для ленты, с плоской или желобчатой формой рабочей ветви.

Стационарные ленточные транспортеры выпускаются с шириной прорезиненной ленты от 400 до 2000 мм, углом наклона до 20° и скоростью движения ленты до 2 м/с.

**Транспортерная лента** служит грузонесущим и тяговым элементом. Лента состоит из нескольких слоев хлопчатобумажной ткани, связанных между собой вулканизированной резиной. Сверху и снизу для защиты от влаги слои ткани облицованы резиной. В соответствии с ГОСТ 22644-77 число тканевых прокладок увеличивается с ростом ширины ленты так:

Ширина ленты  $B$ , мм,..... 300; 400; 500; 650; 800; 1000

Число прокладок ленты  $i$ , шт.,... 2...5; 2...5; 2...5; 2...6; 3...6; 3...6

**Опорные устройства для лент.** Для поддержания рабочей ветви ленты применяют роликовые опоры или сплошной деревянный настил. Холостая ветвь транспортера поддерживается роликами. Роликовые опоры рабочей ветви делают желобчатыми. Для этого каждая опора состоит из трех роликов: среднего горизонтального и боковых, наклонных к горизонту под углом 20...30°. Рабочая ветвь ленты получается корытообразной.

Наружный диаметр поддерживающих роликов  $D_n = 108$  мм для лент шириной  $B \leq 800$  мм и  $D_n = 160$  мм при  $B > 1000$  мм.

Диаметр оси роликов находится в зависимости от наружного диаметра  $d = (1/5 - 1/6) D_n$ .

Масса роликовой опоры при  $D_n = 108$  мм находится из эмпирической формулы

$$m_p = (7B + 4), \quad (11)$$

а при  $D_n = 160$  мм – из формулы

$$m_p = (10B + 3), \quad (12)$$

где  $B$  – ширина ленты, м.

Допускаемые расстояния между поддерживающими роликами для рабочей ветви транспортера назначаются так:

Ширина ленты  $B$ , мм,..... 400; 500; 650; 800; 1000; 1200

$l_p$  – расстояние, мм,..... 1500; 1500; 1400; 1400; 1300; 1300

Для холостой ветви расстояние между роликами  $l_p$  обычно в два раза больше, чем для рабочей.

**Привод ленточного транспортера** включает приводной барабан, установленный в шариковых подшипниковых опорах на раме, цепную передачу, редуктор и электродвигатель.

Диаметр ведущего барабана определяется в зависимости от числа прокладок ленты:

$$D_{\delta} = 125 i \quad \text{при } i = 2 - 6, \quad (13)$$

$$D_{\delta} = 150 i \quad \text{при } i \geq 7. \quad (14)$$

Диаметр ведомых (отклоняющих барабанов)

$$D_{\delta} = (80 - 100) i. \quad (15)$$

Полученные значения диаметров барабанов округляются до стандартных размеров, мм: 250, 320, 400, 500, 630, 800, 1250.

## 4.2. Пример расчета ленточного конвейера

**Дано.** Для перемещения сосновой щепы проектируется ленточный горизонтальный транспортер. Длина  $L$ , м, часовая производительность  $Q$ , т/ч. Верхняя ветвь опирается на плоское дощатое основание, нижняя – на поддерживающие ролики.

*Определить.* Параметры транспортера и мощность электродвигателя.

*Порядок расчета.* 1. Находим плотность щепы, т/м<sup>3</sup>:

$$\gamma = K_v \gamma_{\delta} / 1000.$$

2. Находим скорость транспортера по заданной производительности  $Q$ , т/ч. Значением ширины транспортной ленты задаемся.

$$V = \frac{Q}{0,576 \tan(\rho) B^2 \gamma K_n} \leq 2 \text{ м/с}, \quad (16)$$

где  $\rho$  – угол естественного откоса сыпного материала, для таких древесных материалов как опилки и щепа  $\rho = 40^\circ$ ;

$B$  – ширина ленты, м;

$V$  – скорость ленты, м/с;

$K_n$  – коэффициент потерь,  $K_n = \varphi(\beta)$  [1]:

Угол наклона

транспортера.....	$\beta = 12^\circ$ ;	$\beta = 14^\circ$ ;	$\beta = 16^\circ$ ;	$\beta = 18^\circ$ ;	$\beta = 20^\circ$ ;
$K_n$ .....	0,97;	0,95;	0,92;	0,89;	0,85;

При  $\beta = 0^\circ$   $K_n = 1$ .

3. Для ленты шириной  $B$  находим ее толщину, мм:

$$\delta = 1,25i + \delta_1 + \delta_2.$$

4. Находим массу одного погонного метра ленты, кг/м:

$$m_1 = 1,1B\delta, \quad (17)$$

где  $B$  – в метрах,  $\delta$  – в миллиметрах.

5. Диаметры барабанов:

– ведущего – определяется в зависимости от числа прокладок ленты:

$$D_{\delta} = 125 i \quad \text{при } i = 2 - 6, \quad (18)$$

$$D_{\delta} = 150 i \quad \text{при } i \geq 7; \quad (19)$$

– ведомого (отклоняющего)

$$D_o = (80 - 100) i. \quad (20)$$

Полученные значения диаметров барабанов округляются до стандартных размеров, мм: 250, 320, 400, 500, 630, 800, 1250.

6. Поддерживающие ролики для холостой ветви. Наружный диаметр роликов принимается:  $D_n = 108$  мм для лент шириной  $B \leq 800$  мм и  $D_n = 160$  мм при  $B > 1000$  мм.

Диаметр оси роликов находится в зависимости от наружного диаметра

$$d = (1/5 - 1/6) D_n.$$

Масса роликовой опоры находится по эмпирической формуле, кг:

– при  $D_n = 108$  мм

$$m_p = 7B + 4, \quad (21)$$

– при  $D_n = 160$  мм

$$m_p = 10B + 3, \quad (22)$$

где  $B$  - ширина ленты, м.

Допускаемое расстояние между поддерживающими роликами для рабочей ветви транспортера берется так:

Ширина ленты $B$ , мм,.....	400;	500;	650;	800;	1000;	1200
$l_p$ - расстояние, мм,.....	1500;	1500;	1400;	1400;	1300;	1300

Для холостой ветви расстояние между роликами  $l_p$  обычно в два раза больше, чем для рабочей. Для ленты шириной  $B = 650$  мм на холостой ветви  $l_p = 2800$  мм.

7. Масса перемещаемого груза, приходящаяся на 1 м длины транспортера, кг/м:

$$m = \frac{Q}{3,6V}, \quad (23)$$

где  $Q$  – заданная производительность, т/ч;

$V$  – скорость транспортера, м/с.

8. Масса роликов, приходящаяся на 1 м длины рабочей и порожней ветви транспортера, находится по формулам

$$m_2 = \frac{m_p}{l_p}, \quad m_3 = \frac{m_p}{2 l_p}, \quad (24)$$

где  $m_p$  – масса роликовой опоры, кг;

$l_p$  – расстояние между роликами, м.

9. Определение значений сопротивлений  $W_1$  и  $W_2$ :

– для порожней ветви, перемещающейся по роликовым опорам

$$W_1 = m_1 g \cos \beta L \left( \frac{2K + fd}{D_n} \right) + m_3 g L \frac{fd}{D_n} - m_1 g L \sin \beta;$$

если значение  $W_1 < 0$ , то принимают  $W_1 = 0$ ;

– для грузовой ветви, перемещающейся по опоре скольжения

$$W_2 = (m + m_1)gL\cos\beta f_0 + (m + m_1) gL\sin\beta = (m + m_1)gL(\cos\beta f_0 + \sin\beta).$$

10. Находим усилия натяжения в характерных точках ветви.

В ленточном транспортере тяговое усилие с ведущего барабана на ленту передается только силами трения. Формула Эйлера дает следующую зависимость между натяжением в набегающей ветви ленты  $S_{\max}$  и натяжением в сбегающей ветви  $S_0$  :

$$S_{\max} = S_0 e^{f\alpha},$$

где  $e$  – основание натуральных логарифмов  $e = 2,72$ ;

$\alpha$  – угол охвата лентой барабана, рад.;

$f$  – коэффициент трения скольжения между барабаном и лентой.

При условии, что чаще всего угол охвата лентой барабана составляет  $\alpha = 180^\circ$ , и  $f = 0,3$ , величина  $e^{f\alpha} = 2,56$ .

Максимальное натяжение ветви может быть найдено по уравнениям.

$$\begin{aligned} S_{\max} &= 1,04 (S_0 + W_1) + W_2, \\ S_{\max} &= 2,56 S_0. \end{aligned}$$

Решая их как систему получим

$$\begin{aligned} S_0 &= \frac{1,04W_1 + W_2}{1,52}. \\ S_{\max} &= 1,04 (S_0 + W_1) + W_2. \end{aligned}$$

11. Находим значение сопротивления на ведущем барабане по формуле

$$W_{\text{ов}} = (S_{\max} + S_0) C_o, \quad (25)$$

где  $C_o$  – коэффициент потерь, равный при огибании барабанов лентой 0,015 ... 0,02, а при огибании звездочек цепью 0,03 ... 0,05.

12. Проверка ленты на прочность выполняется по величине запаса прочности:

$$K = \frac{B i \sigma_p}{S_{\max}} \geq 10, \quad (26)$$

где  $\sigma_p$  – предел прочности на разрыв одного метра ширины одной прокладки, Н/м.

Для прокладок из бельтинга Б-820  $\sigma_p = 55000$  Н/м (на метр ширины ленты).

13. Определяем мощность электродвигателя для привода транспортера, кВт:

$$P = \frac{V}{1000 \eta_{np}} (S_{\max} - S_0 + W_{\text{вз}}).$$

## 5. ТРАНСПОРТЕРЫ СКРЕБКОВЫЕ

### 5.1. Общие сведения

Скребковые транспортеры в деревообрабатывающей промышленности применяются для перемещения насыпных грузов (щепы, стружки, опилок и т.д.). Насыпной груз перемещается по деревянному лотку скребками, закрепленными на цепи. Рабочие функции выполняет нижняя ветвь транспортера (рис. 5). Длина транспортера достигает 60 м.

Преимуществами скребковых транспортеров являются простота конструкции и возможность обеспечения загрузки и разгрузки в любом месте трассы. Угол наклона скребковых транспортеров может изменяться в диапазоне от  $0^\circ$  до  $40^\circ$ . С увеличением угла наклона производительность транспортера снижается.

В качестве тягового органа скребкового транспортера часто используется круглопластинчатую цепь (рис. 6). Скорость движения цепи скребкового транспортера обычно принимают в пределах  $0,15 \dots 0,8$  м/с. При более высоких скоростях цепи быстро изнашиваются.

На цепи с шагом  $t = 2(a+b)$  крепятся скребки (деревянные, металлические, резиновые и др). Лоток имеет прямоугольную форму глубиной  $h_{\text{л}} = h + 100$  мм и шириной  $b_{\text{л}} = B + 30$  мм, где  $h$  и  $B$  – высота и длина скребка, соответственно.

Размеры цепей и скребков рекомендуется брать по табл. 2 в зависимости от производительности одноцепного транспортера.

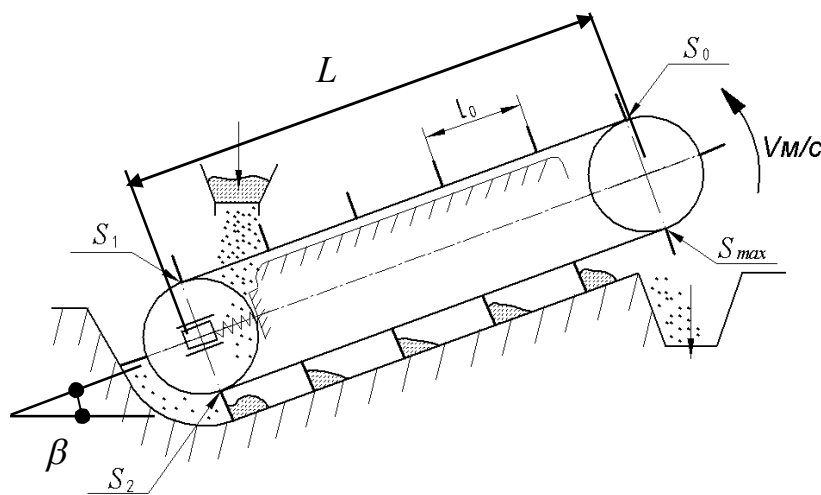


Рис. 5. Расчетная схема скребкового транспортера

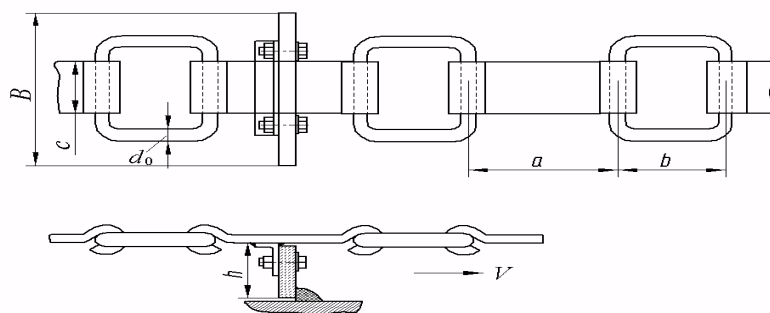


Рис. 6. Схема круглопластинчатой цепи

Таблица 2

Параметры круглопластинчатой цепи

Наименование показателя	Диаметр цепной стали, мм		
	12	16	19
Максимальная производительность транспортера, т/ч	< 5	6 ... 8	8 ... 12
Масса 1 пог. м цепи, кг/м	3,8	5,8	7,9
Длина звена из круглой стали $b$ , мм	90	120	140
Длина плоского звена $a$ , мм	120	150	180
Ширина плоского звена $C$ , мм	65	80	90
Длина скребка $B$ , мм	250	350	500
Высота скребка $h$ , мм	80 ... 90	100	120
Масса одного скребка $m_c$ , кг	0,6	1,2	2,2
Расчетная рабочая нагрузка, Н	5200	10000	14000

## 5.2. Пример расчета скребкового транспортера

*Дано.* Транспортер проектируется для перемещения березовых опилок, часовая производительность  $Q$ , т/ч, длина транспортера  $L$ , м, угол наклона  $\beta^\circ$ . Скребки, лоток и направляющие для верхней ветви деревянные. КПД привода  $\eta_{пр} = 0,92$ .

*Определить* основные параметры транспортера, тяговое усилие и мощность электродвигателя привода.

*Решение.* 1. В соответствии с заданной производительностью транспортера по табл. 2 выбираем типоразмер и параметры кругло-пластинчатой цепи:

шаг скребков, м

$$l_o = 2(a+b)/1000;$$

размеры скребка, например 32×120×500 мм;

масса 1 пог. м цепи со скребками, кг/м

$$m_1 = m_{ц} + \frac{m_{ск}}{t}.$$

2. Находим плотность опилок, кг/м<sup>3</sup>:

$$\gamma = K_v \gamma_o.$$

3. Определяем значение коэффициента снижения производительности от угла наклона транспортера  $\beta$ :

$$K_2 = \frac{100 - 1,7\beta}{100}.$$

4. Определяем рабочую скорость транспортера по заданной производительности  $Q$ , т/ч:

$$V_{cp} = \frac{Q}{3,6Bh\varphi\gamma K_1 K_2},$$

где  $V_{cp}$  – средняя рабочая скорость цепи, м/с;  $V_{cp} = 0,15 \dots 0,8$  м/с;

$B$  – длина скребка, м;

$h$  – высота скребка, м;

$\gamma$  – плотность частиц, кг/м<sup>3</sup>:

$\varphi$  – коэффициент заполнения лотка между скребками,  $\varphi = 0,5 \dots 0,6$  для легкосыпучих грузов и  $\varphi = 0,7 \dots 0,8$  для плохосыпучих кусковых грузов;

$K_1$  – коэффициент надежности скребков,  $K_1 = 0,8$ ;

$K_2$  – коэффициент снижения производительности.

5. Находим массу перемещаемого груза, приходящуюся на 1 м длины транспортера, кг/м:

$$m = \frac{Q}{3,6V}.$$

6. Определяем значения сопротивлений  $W_1$  и  $W_2$ :

– для порожней ветви, перемещающейся по деревянным направляющим

$$W_1 = m_1 g L \cos \beta f_0 - m_1 g L \sin \beta = m_1 g L (\cos \beta f_0 - \sin \beta);$$

– для рабочей ветви, опирающейся скребками на дно деревянного лотка

$$W_2 = (mf_e + m_1 f_0) g L \cos \beta + (m + m_1) g L \sin \beta.$$

7. Для скребкового транспортера величина монтажного натяжения  $S_o$  может быть принята в пределах 1000 ... 1500 Н.

Принимаем  $S_o = 1000$  Н.

Если значение  $W_1$  окажется со знаком минус, то принимают  $W_1 = 0$ .

8. Определяем максимальное тяговое усилие, Н:

$$S_{\max} = 1,04(S_o + W_1) + W_2.$$

9. Определяем сопротивление на ведущей звездочке  $W_{\text{вз}}$ :

$$W_{\text{вз}} = (S_{\max} + S_o) C_o,$$

где  $C_o$  – коэффициент потерь, равный при огибании звездочек цепью 0,03 ... 0,05.



10. Находим мощность привода транспортера, кВт:

$$P = \frac{V}{1000 \eta_{np}} (S_{\max} - S_o + W_{вз}).$$

11. Проверяем цепь на прочность

11.1. Находим массу цепи  $M$ , кг:

– для транспортера, длина которого более 60 м, принимаем

$$M = (m + m_1) L;$$

– при длине транспортера до 60 м

$$M = (m + 1,5m_1)L.$$

11.2. Находим шаг цепи, м:

$$t_y = t_{cp} = \frac{a + e}{2000}.$$

11.3. Находим динамическую нагрузку при работе цепи:

$$S_g = 1,5Mg \left( \frac{\pi V}{z} \right)^2 \frac{1}{t_y},$$

где  $z$  - число зубьев на ведущей звездочке, обычно  $z = 6 \dots 10$ ;

$V$  - скорость цепи транспортера, м/с.

11.4. Находим расчетную рабочую нагрузку и сравниваем ее с допустимой табличной, Н:

$$S_{pac} = S_{\max} + S_g.$$

Расчетное значение должно быть меньше табличного.

12. Определим диаметр делительной окружности ведущей звездочки. Для цепи с неравномерным шагом

$$D_0 = \frac{1}{\sin \frac{2\pi}{z}} \sqrt{a^2 + e^2 + 2ab \cos \frac{2\pi}{z}}, \quad (27)$$

где  $z$  - число зубьев звездочки, берется из ряда 6,7,8,10;

$a$  - шаг длинного звена, мм;

$b$  - шаг короткого звена, мм.

## 6. ПРОДОЛЬНЫЕ ЦЕПНЫЕ ТРАНСПОРТЕРЫ

### 6.1. Общие сведения

Продольные транспортеры для круглых лесоматериалов (бревнотаски) применяют для выгрузки круглых лесоматериалов из воды, их сортировки и перемещения по складу, подачи в цех. Эстакада бревнотаски может иметь горизонтальный и наклонный под углом к горизонту до  $22^\circ$  участка. В месте перехода от наклонного участка к горизонтальному используется шина. Скорость транспортеров составляет 0,6 ... 1,2 м/с, длина достигает 100...150 м.

В качестве тягового элемента продольного транспортера используется круглозвенная сварная цепь (рис. 7, табл. 3). На цепи транспортера с шагом 1,6 м закреплены траверсы с шипами. Траверсы бывают скользящие или на роликовых опорах. Траверсы с роликовыми опорами конструктивно сложнее скользящих, но они медленнее изнашиваются, более надежны в работе и применяются на длинных цепных транспортерах.

Коэффициент трения траверс при скольжении по металлическим направляющим (сталь по стали) равен 0,15...0,20, при скольжении по дереву – 0,3...0,35, коэффициент трения для роликовых траверс равен 0,08...0,1.

Если груз перемещается скольжением, то для определения силы трения используют коэффициент трения скольжения; если траверсы, поддерживающие груз, снабжены катками, то силу трения находят с помощью приведенного коэффициента трения:

$$f_{np} = \frac{2K + fd}{D}.$$

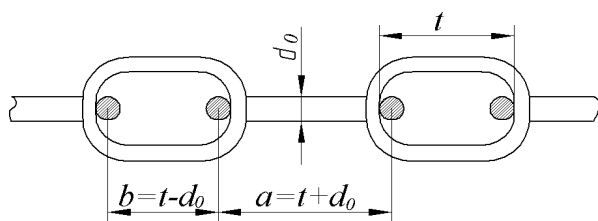


Рис. 7. Схема круглозвенной сварной цепи

Таблица 3

Параметры круглозвенной цепи

Наименование показателя	Диаметр цепной стали $d_0$ , мм		
	19	22	25
Длина звена в свету, $t$ , мм	102	116	150
Масса 1 м цепи, кг	6,32	8,43	11,0
Масса траверсы, кг:			
– скользящей	5,4	7	9
– роликовой	18	20	22
Наибольшая рабочая нагрузка цепи, Н	22000	30000	40000

Диаметр начальной окружности холостой звездочки определяется из соотношения

$$D' \geq 20d_0. \quad (28)$$

Диаметр начальной окружности ведущей звездочки

$$D_0 = \frac{1}{\sin \frac{2\pi}{Z}} \sqrt{a^2 + b^2 + 2ab \cos \frac{2\pi}{Z_0}},$$

где  $Z_0$  – число граней звездочки.

## 6.2. Пример, расчета продольного цепного транспортера

*Дано.* Проектируется бревнотаска для выгрузки сосновых бревен из воды (рис. 8). Средняя длина бревен  $l_{\delta}$ , м. Средний объем бревна  $v_{cp} = 0,25 \dots 0,8 \text{ м}^3$ , часовая производительность  $Q$ ,  $\text{м}^3/\text{ч}$ .

*Определить* основные параметры и мощность привода транспортера.

*Решение.* 1. Уточним размеры эстакады (надземного или надводного сооружения мостового типа для прокладки транспортера).

Рабочая ветвь:  $L_n$ , м,  $L_z$ , м;

шина – задавшись величиной подъема конца бревна над цепью  $\Delta = 0,4$  м, определяем радиус шины, м:

$$R = \frac{\frac{l_{\delta}}{2} \sin \frac{\varphi}{2} - \Delta}{(1 - \cos \frac{\varphi}{2})} \text{ и}$$

длину шины  $L_{ш} = R\varphi$ , м.

Порожная ветвь:  $L_{nn} = 11,8$  м,  $L_{zn} = 9$  м.

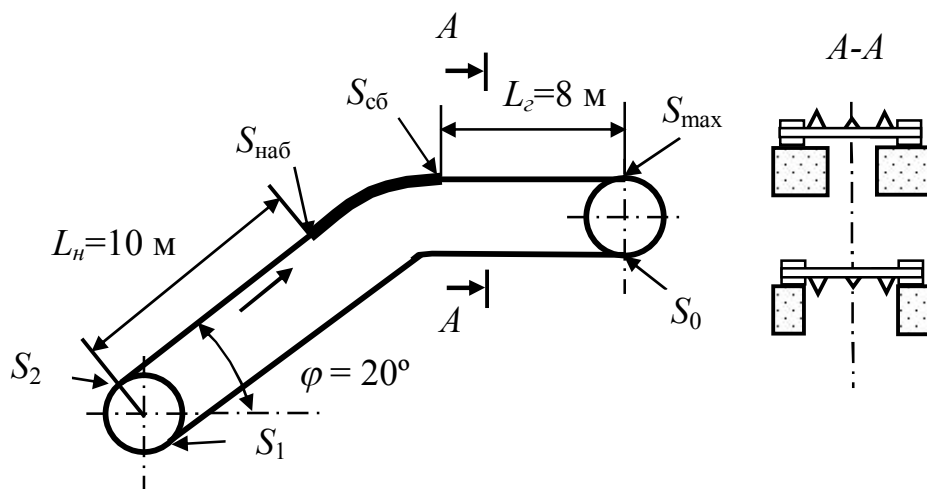


Рис. 8. Расчетная схема транспортера

2. Находим скорость движения цепи транспортера по заданной производительности:

$$V = \frac{Q l_{\delta}}{3600 v K_p K_{mo}},$$

где  $V$  – скорость цепи транспортера, м/с;  $V = 0,6 \dots 1,2$  м/с;

$v$  – средний объем бревна,  $\text{м}^3$ ;

$l_o$  – длина бревна,  $\text{м}$ ;

$K_p$  – коэффициент использования рабочего времени;  $K_p = 0,8 \dots 0,9$ ;

$K_{mo}$  – коэффициент заполнения цепи;  $K_{mo} = 0,75 \dots 0,85$ ;

3. Используя табличные данные, приняв диаметр цепной стали, найдем массу одного метра цепи транспортера с учетом массы траверсы (см. табл. 3):

$$m_1 = m_{\text{ц}} + \frac{m_{\text{т}}}{l_o},$$

где  $m_{\text{ц}}$  – масса одного метра цепи;

$m_{\text{т}}$  – масса траверсы;

$l_o$  – расстояние между траверсами,  $l_o = 1,6 \text{ м}$ .

4. Определим массу бревен, приходящуюся на один метр длины транспортера,  $\text{кг/м}$ , при плотности древесины  $\gamma$ ,  $\text{кг/м}^3$ :

$$m = \frac{Q\gamma}{3600V}.$$

5. Находим сопротивления при прохождении цепи по опорам скольжения:

– для порожней ветви на участках горизонтальном и наклонном

$$W_{1\text{г}} = m_1 g L (\cos \varphi f_0 - \sin \beta), \text{ Н};$$

$$W_{1\text{н}} = m_1 g L (\cos \varphi f_0 - \sin \beta), \text{ Н};$$

– для грузеной ветви на участках горизонтальном и наклонном

$$W_{2\text{г}} = (m + m_1) g L (\cos \varphi f_0 + \sin \varphi), \text{ Н};$$

$$W_{2\text{н}} = (m + m_1) g L (\cos \varphi f_0 + \sin \varphi), \text{ Н}.$$

6. Находим усилия натяжения цепи в характерных точках ветви.

6.1. Минимальное натяжение цепи  $S_0$  для продольных транспортеров принимается равным 2000 Н.

6.2. Натяжение порожней ветви цепи в точке набегания на нижнюю шину

$$S_{\text{нши}} = S_0 + W_{1\text{г}}, \text{ Н}.$$

6.3. Натяжение порожней ветви за нижней шиной

$$S_{\text{ш}} = S_{\text{нши}} C_{\text{ш}} = S_{\text{нши}} e^{f\varphi},$$

где  $e$  – основание натуральных логарифмов;  $e = 2,72$ ;

$f_0$  – коэффициент трения скольжения тягового элемента по шине;

$\varphi$  – угол охвата шины, рад.

6.4. Натяжение в точке набегания на ведомую звездочку, Н

$$S_1 = S_{\text{ш}} + W_{1\text{н}}.$$

6.5. Натяжение в точке сбегания с ведомой звездочки, Н

$$S_2 = 1,04 S_1.$$

6.6. Натяжение в точке набегания рабочей ветви на шину, Н

$$S_{наб} = S_2 + W_{2н}.$$

6.7. Натяжение грузовой ветви за верхней шиной, Н

$$S_{шв} = S_{наб} C_{ш} = S_{наб} e^{f\varphi}.$$

6.8. Максимальное тяговое усилие, Н

$$S_{max} = S_{шв} + W_{2г}.$$

7. Определяем сопротивление на ведущей звездочке  $W_3$  :

$$W_3 = (S_{max} + S_o) C_o,$$

где  $C_o$  – коэффициент потерь;  $C_o = 0,03 \dots 0,05$ .

8. Находим мощность привода транспортера, кВт

$$P = \frac{V}{1000 \eta_{np}} (S_{max} - S_o + W_{вз}).$$

9. Проверим цепи на прочность (см. расчет скребкового транспортера).

10. Определим диаметр делительной окружности ведущей звездочки.

Для цепи с неравномерным шагом

$$D_0 = \frac{1}{\sin \frac{2\pi}{Z_0}} \sqrt{a^2 + b^2 + 2ab \cos \frac{2\pi}{Z_0}}, \quad (29)$$

где  $a$  – шаг длинного звена, мм;  $a = t + d_0$ ;

$b$  – шаг короткого звена, мм;  $b = t - d_0$ ;

$Z_0$  – число граней звездочки, рассчитывается по формуле при ускорении цепи  $a_p = 0,02 \dots 0,03 \text{ м/с}^2$  и округляется до целого:

$$Z_0 = \frac{V}{\sqrt{ta_p}}.$$

## 7. ПОПЕРЕЧНЫЕ ЦЕПНЫЕ ТРАНСПОРТЕРЫ

Поперечные цепные транспортеры применяются в лесопильных цехах для сбора и подачи необрезных пиломатериалов к обрезным станкам, для сортировки пиломатериалов на сортировочных площадках, для продвижения круглых лесоматериалов и заготовок в станках и др.

Тяговым органом транспортеров являются круглозвенные или пластинчатые цепи (табл. 4). Иногда цепи снабжают упорами или крюками. Транспортеры могут быть горизонтальными, наклонными и вертикальными (элеваторами). Длина транспортеров изменяется от 2 до 50 м, а скорость перемещения груза – от 0,2 до 0,5 м/с.

Таблица 4

## Характеристика втулочно-пластинчатых цепей

Шаг $t$ , мм/ масса, кг/м	Разрывная нагрузка, Н	Ширина пластины, мм	Диаметр втулки, мм
160/4; 200/3,7; 250/3,7; 320/3,4	55000	30	20
200/6,1; 250/5,7; 320/5,4; 400/5,1	100000	40	24
200/9,3; 250/8,7; 320/8,1; 400/7,7	150000	50	30
200/14,2; 250/13,8; 320/12,8; 400/12,1	220000	60	35

Количество параллельных цепей выбирается так, чтобы перемещаемые заготовки опирались как минимум на две цепи. Если длины заготовок одинаковы или  $L_{\min} > 0,6L_{\max}$ , то количество цепей  $z_u = 2$  при  $L_{\min} < 0,6L_{\max}$   $z_u > 2$ .

Массу груза, отнесенную к одному метру длины тягового органа, кг/м, можно найти так:

$$m = \frac{v\gamma}{l_0},$$

где  $v$  – объем одного груза (бревна, доски); для коротких транспортеров берут максимальный объем, для длинных – средний;

$\gamma$  – плотность перемещаемых грузов, кг/м<sup>3</sup>;

$l_0$  – расстояние между упорами, м;  $l_0 = n_u t$ , где  $n_u$  – число звеньев цепи между рабочими упорами;  $t$  – шаг цепи, м.

Массу 1 м цепей с учетом массы рабочих органов, кг/м, находят по формуле

$$m_1 = n(m_u + \frac{m_p}{l_0}), \quad (30)$$

где  $n$  – количество цепей транспортера;

$m_u$  – масса 1 м цепи, кг;

$m_p$  – масса одного рабочего упора, крюка, кг;  $m_p = 2 \dots 7$  кг;

$l_0$  – расстояние между рабочими органами, м.

Для учета неравномерности загрузки цепей находят расчетное натяжение одной цепи, Н:

$$S_p = \frac{S_{\max} K_n}{n},$$

где  $S_{\max}$  – максимальное натяжение всех цепей, Н;

$K_n$  – коэффициент неравномерности; для двух цепей  $K_n=1,2$ ; для трех  $K_n=1,1$ . По величине  $S_p$  проверяют цепь на прочность, принимая запас прочности  $K=6 \dots 8$ .

## 8. РОЛИКОВЫЕ ТРАНСПОРТЕРЫ

### 8.1. Общие сведения

Роликовые транспортеры (рольганги) применяются для перемещения бревен, пиломатериалов, пакетов плитных и листовых материалов, упакованных в тару изделий.

Роликовый транспортер состоит из набора роликов, смонтированных на раме в подшипниковых опорах. Ролики могут быть соединены с приводом или без него.

**Приводные транспортеры с гладкими цилиндрическими роликами** (рис. 9, а) применяются для продольного перемещения штучных грузов. Часовая производительность роликового транспортера, шт/ч

$$Q = 3600 \frac{V}{l} \varphi, \quad (31)$$

где  $V$  – скорость транспортирования, м/с;

$l$  – длина детали, м;

$\varphi$  – коэффициент заполнения транспортера.

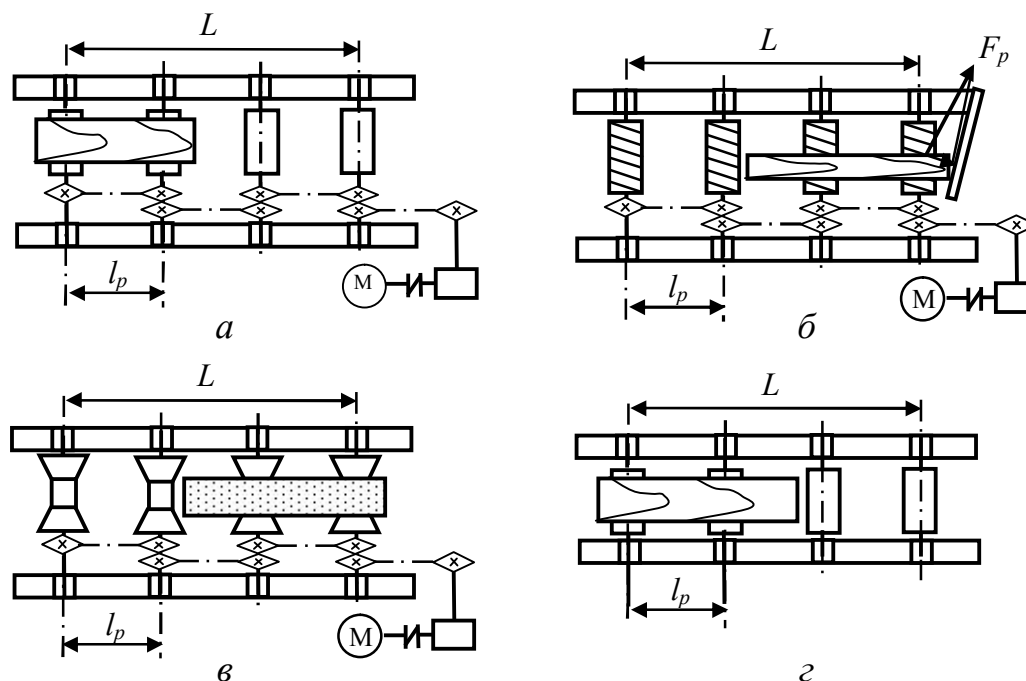


Рис. 9. Схемы роликовых транспортеров:

а – с гладкими цилиндрическими роликами; б – с винтовыми роликами; в – с коническими роликами; г – с неприводными роликами

Цилиндрические ролики делаются диаметром 42...160 мм. Длину роликов принимают на 100 мм больше ширины перемещаемого груза. Рас-

четное значение длины роликов  $B$  округляют до чисел предпочтительного ряда: 160, 200, 250, 320, 400, 500, 650, 800, 1000 мм.

Шаг расстановки роликов  $l_p$  назначают так, чтобы груз всегда лежал как минимум на двух роликах  $l_p < 0,5l_{zp}$ . Расчетное значение округляют до чисел предпочтительного ряда: 80, 100, 125, 200, 250, 315, 400, 500 мм и т.д.

Основные параметры роликов при расчете транспортера рекомендуется брать по табл. 5.

Таблица 5

Параметры роликов

Наименование параметра	Диаметр ролика $D_p$ , мм				
	42	60	76	108	160
Допустимая нагрузка на ролик, кН	0,1	0,3	0,5	1,0	2,0
Длина ролика, $B$ , мм	150...650	200...800	200...1000	250...1200	320...1200
Масса одного ролика, кг	1,1...3	2...5	3...11	8...30	19...40

Мощность двигателя, кВт:

– при непрерывном движении груза по рольгангу

$$P = \frac{\alpha_3 (z_o G_{zp} W' + n G_p W'') V}{1000 \eta}, \quad (32)$$

– при торможении груза на рольганге, например упором,

$$P = \frac{z_o G_{zp} \mu V}{1000 \eta},$$

где  $\alpha_3$  – коэффициент запаса,  $\alpha_3 = 1,3 \dots 1,5$ ;

$z_o$  – количество деталей на транспортере;

$G_{zp}$  – вес одной детали, Н;

$G_p$  – вес одного ролика, Н;  $G_p \approx g(20B + 4)$ , где  $B$  – в м;

$n$  – количество роликов;

$W'$  – приведенный коэффициент сопротивления перемещению находящихся на транспортере грузов;  $W' = \frac{2K + f d_o}{D_p}$ ;

$W''$  – приведенный коэффициент сопротивления подшипников вращению;  $W'' = \frac{f d_o}{D_p}$ ;

$\mu$  – коэффициент сцепления груза с роликами (табл. 6);

$K$  – коэффициент трения качения (см. табл. 1), мм;



$f$  – коэффициент трения в подшипниковых опорах, для подшипников скольжения  $f = 0,15 \dots 0,2$  и  $f = 0,05$  для подшипников качения;

$d_o$  – диаметр оси ролика, принимается из условия  $d_o = (1/5 \dots 1/6) D_p$ , мм;

$\eta$  – общий КПД привода, равный произведению КПД всех кинематических пар.

Таблица 6

Значения коэффициентов сцепления рифленых роликов  
с древесиной  $\mu$

Порода древесины	Влажность, %	
	12	65
Сосна	$\mu = 0,54 + 0,001D_p$	$\mu = 0,62 + 0,00115D_p$
Береза	$\mu = 0,55 + 0,001D_p$	$\mu = 0,64 + 0,0012D_p$
Дуб	$\mu = 0,48 + 0,00086D_p$	$\mu = 0,55 + 0,001D_p$
Примечания: 1. Для обрешеченных роликов $\mu_{резин} = 1,8\mu$ ; 2. $D_p$ – диаметр ролика, мм		

**Транспортер с винтовыми роликами** (рис. 9, б) предназначен для продольного и поперечного перемещения груза. Движение грузу передается гребнем винта, расположенного под углом  $\alpha$  к продольной оси ролика. Для повышения точности поперечного смещения на пути продольного движения груза ставят упор под углом  $\beta \approx 10^\circ$  к оси ролика. Коэффициент трения скольжения груза по упору должен быть не более  $f < \operatorname{ctg} \alpha$ . За один оборот ролика поперечное смещение равно шагу винта, если сопротивление трения груза по упору близко к нулю. Скорость поперечного движения при отсутствии скольжения

$$V_n = V \operatorname{tg} \alpha. \quad (33)$$

Окружная скорость принимается  $V = 3,0 \dots 0,7$  м/с, поперечная  $V_n = 0,1 \dots 0,04$  м/с

**Транспортер с коническими и седлообразными роликами** предназначен для перемещения круглых лесоматериалов (рис. 9, в). Длина ролика, состоящего из двух усеченных конусов

$$B = \frac{D_{\max} - D_{\min}}{\operatorname{tg} \alpha} - a, \quad (34)$$

где  $D_{\max}$ ,  $D_{\min}$  – диаметры конусов, мм;

$\alpha$  – угол наклона образующих конусов,  $\alpha = 15 \dots 25^\circ$ ;

$a$  – длина цилиндрической части ролика;  $a = 50 \dots 80$  мм.

**Транспортер с неприводными роликами** (рис. 9, г) применяется перед и за станками, для перемещения отдельных деталей и пакетов деталей. Транспортеры могут быть горизонтальными и слегка наклонными (гравитационными). В горизонтальных транспортерах груз перемещается вруч-

ную, в гравитационных – под действием силы тяжести груза. Значения углов наклона гравитационных транспортеров принимают в зависимости от типа груза: для деревянных ящиков –  $2,5 \dots 4^\circ$ , для досок шероховатых –  $4^\circ$ , для досок гладких –  $2,5^\circ$ , для картонных коробок –  $5 \dots 7^\circ$ , для окоренных балансов –  $3 \dots 5^\circ$ .

## 8.2. Пример роликового транспортера

*Дано.* Проектируется роликовый винтовой рольганг для продольного перемещения и поперечного смещения бруса от выпиливающего брус станка к разваливающему брус на доски станку. В конце рольганга установлен поперечный упор под углом  $\beta^\circ$  к продольной оси роликов. Длина транспортера  $L \approx 8$  м, длина брусьев  $l = 6,5$  м. Двухкантный брус выпиливается из свежесрубленной древесины сосны, его максимальный объем равен  $v = 0,2 \text{ м}^3$ , плотность  $\gamma = 800 \text{ кг/м}^3$ . Часовая производительность транспортера  $Q = 100$  штук брусьев в час. Длина ролика  $B = 1000$  мм. КПД привода  $\eta = 0,85$ .

*Определить* Основные параметры и мощность привода транспортера.

*Решение.* 1. По заданной производительности находим скорость продольного перемещения брусьев при коэффициенте заполнения  $\varphi = 0,3$

$$V = \frac{Ql}{3600\varphi} = \frac{100 \cdot 6,5}{3600 \cdot 0,3} = 0,6 \text{ м/с.}$$

2. Определяем угол подъема винтовой линии ролика при диаметре гребня  $D_z = 160$  мм и шаге винта  $t = 70$  мм:

$$\alpha = \arctg\left(\frac{tn_0}{\pi D_z}\right),$$

где  $n_0$  – число заходов винта,  $n_0 = 1$ ,

$$\alpha = \arctg\left(\frac{70 \cdot 1}{3,14 \cdot 160}\right) = 7,93^\circ.$$

3. Определяем количество роликов при  $l_p = 1400$  мм,  $L \approx 8$  м:

$$n_p = \frac{L}{l_p} + 1 = \frac{8}{1,4} + 1 = 6,7 \text{ шт.}$$

Принимаем  $n_p = 7$  шт. Уточненная  $L = 8,4$  м.

4. Находим скорость поперечной подачи

$$V_n = V \tg \alpha = 0,6 \cdot \tg 7,93^\circ = 0,08 \text{ м/с.}$$

5. Определяем вес бруса

$$G = gv\gamma = 9,81 \cdot 0,2 \cdot 800 = 1570 \text{ Н.}$$

6. Определяем вес ролика

$$G_p \approx g(20B + 4) \approx 9,81(20 \cdot 1 + 4) = 235,4 \text{ Н.}$$

7. Находим значения коэффициентов сцепления, трения качения, трения скольжения в подшипниковой опоре и диаметра оси ролика:

$$\mu = 0,62 + 0,00115D = 0,62 + 0,00115 \cdot 160 = 0,8;$$

$$K = 0,45 + 0,0022D_p = 0,45 + 0,0022 \cdot 160 = 0,9 \text{ мм};$$

$f = 0,05$  для подшипников качения;

$$d_o = (1/5 - 1/6) D_p = 0,2 \cdot 160 = 32 \text{ мм}.$$

8. Находим максимальное тяговое усилие рольганга при остановке бруса упором:

$$F_m = G\mu = 1570 \cdot 0,8 = 1262,0 \text{ Н}.$$

9. Находим сопротивление трения при движении бруса

$$F_{тр} = \alpha_z \left( z_o G_{сп} \frac{2K + fd_o}{D_p} + nG_p \frac{fd_o}{D_p} \right) =$$

$$= 1,5 \left( 1 \cdot 1570 \cdot \frac{2 \cdot 0,9 + 0,05 \cdot 32}{160} + 7 \cdot 235,4 \cdot \frac{0,05 \cdot 32}{160} \right) = 75,4 \text{ Н}.$$

10. Находим мощность электродвигателя рольганга

$$P = \frac{F_m V}{1000 \eta} = \frac{1262,0 \cdot 0,6}{1000 \cdot 0,85} = 0,9 \text{ кВт}.$$

## 9. ВИНТОВЫЕ ТРАНСПОРТЕРЫ

### 9.1. Общие сведения

Винтовые (шнековые) транспортеры применяют для транспортирования влажной и сухой древесной стружки, щепы, опилок, пыли. В деревообрабатывающей промышленности они применяются, главным образом, для загрузки и разгрузки бункеров, в которых хранятся измельченные древесные частицы. Часто шнековые транспортеры используют в качестве объемных дозаторов. Производительность шнековых транспортеров может превышать  $240 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; частота вращения дозирочного шнека изменяется от 1 до  $120 \text{ мин}^{-1}$ .

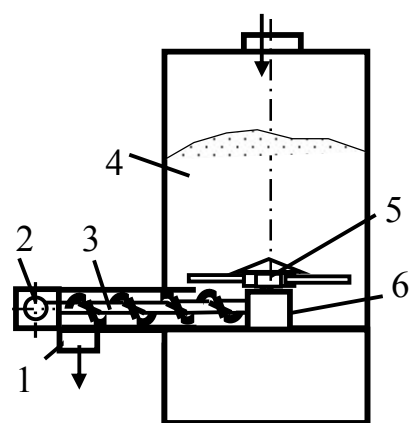


Рис. 10. Схема бункера установки УВП-СЦ

Винтовой транспортер, применяемый для разгрузки бункера 4 (рис. 10), состоит из винта 3, смонтированного в подшипниковых опорах в полуцилиндрическом днище, сверху закрытым крышкой. В днище имеется разгрузочный люк 1. Винт с одной стороны соединен с мотором-редуктором 2, а с другой – с редуктором 6, на выходном валу которого насажен лопастью разрушитель сводов.

Насыпной груз подается в желоб транспортера через окно в его крышке. При вращении винта груз скользит к разгрузочному люку 1.

Расстояние между подшипниковыми опорами должно быть не более 3,5 м. Наружный диаметр винта  $D$  по ГОСТ 2037-82 принимается из стандартного ряда диаметров: 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630 мм. Диаметр винта должен быть в 4...12 раз больше самой крупной частицы перемещаемого материала.

Шаг винта принимают  $t = (0,8 \dots 1)D$ . Частоту вращения винта назначают в пределах  $n = 50 \dots 120 \text{ мин}^{-1}$ . Лучше работать с меньшей частотой вращения. При больших частотах вращения транспортируемый материал под действием центробежных сил перебрасывается через винт, и производительность снижается.

Производительность винтового транспортера,  $\text{м}^3/\text{ч}$

$$Q = 60 \frac{\pi D^2}{4} n t \varphi C = 47,1 D^2 n t \varphi C, \quad (35)$$

где  $\varphi$  - коэффициент заполнения транспортера,  $\varphi = 0,4 \dots 0,5$ ;

$C$  - поправочный коэффициент, зависящий от угла  $\beta$  наклона транспортера:

$\beta$ , град	0	5	10	15	20
$C$	1	0,9	0,8	0,7	0,6

Скорость транспортирования

$$V = \frac{tn}{60000}. \quad (36)$$

Мощность привода горизонтального винтового транспортера рассчитывается по формуле, кВт

$$P = \frac{Qg\gamma L\omega}{3,6 \cdot 10^6 \eta}, \quad (37)$$

где  $Q$  – производительность транспортера,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;

$g$  – ускорение свободного падения;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;

$\gamma$  – плотность измельченной древесины,  $\text{кг/м}^3$ ;

$L$  – длина транспортирующего винта, м;

$\omega$  – коэффициент сопротивления материала при его движении по желобу конвейера, для опилок и щепы,  $\omega = 1,3$ ;

$\eta$  – КПД привода и винта;  $\eta = 0,25$ .

## 9.2. Пример винтового транспортера

*Дано.* Проектируется винтовой транспортер для разгрузки бункера с сухой станочной стружкой и опилками (рис. 10). Длина винта транспортера  $L = 3,5 \text{ м}$ , производительность транспортера  $Q = 5 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

Определить основные параметры транспортера и мощность электро-двигателя привода.

Решение. 1. Принимаем наружный диаметр винта  $D = 0,25$  м, шаг винта  $t = (0,8 \dots 1)D = 0,25$  м.

2. По значению заданной производительности находим частоту вращения винта шнека

$$n = \frac{Q}{47,1 D^2 t \varphi C} = \frac{5}{47,1 \cdot 0,25^2 \cdot 0,25 \cdot 0,4 \cdot 1} = 81,5 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Находим плотность станочной стружки и опилок:

$$\gamma = K_v \gamma_o = 0,25 \cdot 510 = 127,5 \text{ кг/м}^3.$$

4. Находим мощность, затрачиваемую на привод винта,

$$P_{\text{в}} = \frac{Q g \gamma L \omega}{3,6 \cdot 10^6 \eta} = \frac{5 \cdot 9,81 \cdot 127,5 \cdot 3,5 \cdot 1,3}{3,6 \cdot 10^6 \cdot 0,25 \eta} = 0,2 \text{ кВт.}$$

5. Конец винта соединим с разрушителем сводов в бункере, состоящим из червячного редуктора РЧУ-125-80 (межосевое расстояние 125, передаточное число 80) и лопастей длиной  $l = 1,5$  м. Определяем:

– частота вращения лопастей

$$n_{\text{л}} = \frac{n}{u} = \frac{81,5}{80} = 1,02 \text{ мин}^{-1};$$

– крутящий момент на валу лопастей

$$M = k g \gamma l^2 b h f,$$

где  $k$  – количество лопастей, шт.;

$b$  – ширина лопасти,  $b = 0,045$  м;

$h$  – высота деформируемого столба стружки,  $h = 0,25$  м;

$f$  – коэффициент трения,  $f = 0,6$ .

$$M = 3 \cdot 9,81 \cdot 127,5 \cdot 1,5^2 \cdot 0,045 \cdot 0,25 \cdot 0,6 = 57 \text{ Н·м};$$

– мощность на лопастном валу

$$P_{\text{л}} = \frac{M \omega}{1000} = \frac{M \pi n_{\text{л}}}{30000} = \frac{57 \cdot 3,14 \cdot 1,02}{30000} = 0,006 \text{ кВт.}$$

6. Определяем мощность привода

$$P = P_{\text{в}} + P_{\text{л}} = 0,2 + 0,006 = 0,21 \text{ кВт.}$$

## Библиографический список

1. Силаев А.Б. Грузоподъемные и транспортные устройства в деревообрабатывающей промышленности. М.: Лесн. пром-сть, 1978. 304 с.
2. Таубер Б.А., Калитеевских Р.Е., Громцев Е.К. Внутризаводский транспорт. М.: Лесн. пром-сть, 1978. 294 с.
3. Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины. М.: Машиностроение, 1983. 280 с.
4. Сулинов В.И., Гороховский А.К. Подъемно-транспортные машины отрасли. Расчет транспортных устройств непрерывного действия. Екатеринбург, УГЛТУ, 2005. 27 с.
5. Гороховский К.Ф., Лифшиц Н.В. Основы технологических расчетов оборудования лесосечных и лесоскладских работ. М.: Лесн. пром-сть, 1987. 256 с.

## Оглавление

Введение.....	3
1. Характеристика транспортируемого материала.....	3
2. Расчет сил трения.....	5
3. Основы расчета транспортера.....	5
4. Ленточные транспортеры.....	9
5. Транспортеры скребковые.....	14
6. Продольные цепные транспортеры.....	17
7. Поперечные цепные транспортеры.....	21
8. Роликовые транспортеры.....	23
9. Винтовые транспортеры.....	27
Библиографический список.....	30